

مطالعه‌ی عددی میدان صوتی فن قفس‌سنجانی و منابع صدای تونال در آن

مصطفی محمودی، نادر منتظرین*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر

چکیده

گسترده‌ی استفاده از فن‌های قفس‌سنجایی به ویژه در صنایع تهویه مطبوع و محیط‌های خانگی و صنعتی، سبب شکل‌گیری تحقیقات فراوانی در راستای بهبود عملکرد و کاهش صدای تولیدشده توسط این نوع از فن‌ها شده است. در تحقیقات گذشته، مهم‌ترین عامل ایجاد امواج صوتی در این دسته از فن‌ها، تقابل جریان خروجی از روتور و بدنه‌ی فن عنوان شده است. در این تحقیق، مطالعه‌ی عددی به منظور حل جریان سیال ناپایا درون فن، ایجاد نوسانات فشار روی بدنه‌ی فن، محاسبه‌ی شدت این میدان فشار در نواحی مختلف بدنه، بررسی سهم نواحی مختلف بدنه بر میدان صوتی فن و در نهایت تخمین الگوی میدان صوتی فن ترتیب داده شده است. نتایج حاصل نشان‌دهنده‌ی الگوی فشار نوسانی روی بدنه‌ی است. این الگو ناشی از برخورد جریان جت و دنباله‌ی خروجی از روتور با بدنه است. هم‌چنین سهم حداکثری نواحی مجاور زبانه‌ی خروجی در شکل‌گیری الگوی تشعشی دوقطبی صدای فن قفس‌سنجایی نیز مشاهده گردید. از جمله مشاهدات دیگر، سهم ناچیز روتور در مقایسه با بدنه در ایجاد و شکل‌گیری میدان صوتی فن بود.

کلیدواژه‌ها: فن گریز از مرکز، نوفه‌ی تونال، صدای حاصل از جریان، صدای دوقطبی، شبیه‌سازی عددی.

۱. مقدمه

فن قفس‌سنجایی دسته‌ای از فن‌های گریز از مرکز با پره‌های رو به جلو هستند که روتور آن‌ها به قفس بازی سنجاب شبیه است. نسبت عرض به قطر روتور این فن‌ها در مقایسه با دیگر فن‌های گریز از مرکز، بزرگ بوده و هم‌چنین پره‌های آن‌ها دارای وتر کوتاه و انحنای شدید در جهت دوران است.

عموماً این نوع فن‌ها در مواردی که نیازمند وجود فن با اندازه‌ی نسبتاً کوچک، ظرفیت بالا و هزینه‌ی پایین است به‌طور گسترده استفاده می‌شوند. از جمله‌ی چنین مواردی، سامانه‌های تهویه مطبوع خانگی و صنعتی بوده و بنا به همین کاربرد، تلاش در راستای کاهش صدای تولیدی فن در کنار مسئله‌ی افزایش بازدهی آن، مورد توجه محققین قرار داشته است.

صدای تولیدشده توسط جریان سیال در فن‌ها (و به‌طور کلی، توربوماشین‌های با سرعت‌های پایین) توسط آشفتگی (توربولانس)، اثرات ناشی از حرکت صفحات صلب در جریان و نوسانات فشار سیال بر روی صفحات صلب ایجاد

می‌شود [۱-۲]. این صدا را می‌توان در سه دسته

طبقه‌بندی نمود [۳-۴]:

صدای تک‌قطبی^۱: صدای ایجادشده به دلیل جابجایی حجمی جسم متحرک (پره‌های روتور دوار) بوده و در فن‌های صنعتی سهم چندانی را در توان صوتی کل ندارد. صدای دوقطبی^۲: در اثر نیروهای دائم و غیردائم بر جریان توسط سطوح جامد ایجاد گردیده در بسامد عبور پره و هماهنگ‌های (هارمونیک‌های) آن حس می‌شود.

صدای چهارقطبی^۳: صدای تولیدشده به واسطه‌ی تنش برشی آشفتگی (توربولانس) بوده و مقدار آن در جریان‌های زیرآوایی قابل صرف‌نظر است.

صدای فن‌های گریز از مرکز را می‌توان به این دو مؤلفه نیز تقسیم کرد: قسمت هماهنگ (هارمونیک) که در اثر عکس‌العمل بین جریان هوای خروجی از روتور و حلزونی فن ایجادشده و به نوفه‌ی تونال^۴ معروف است و صدای پهن‌بند که در اثر پدیده‌هایی همچون اغتشاش دهانه‌ی ورودی و ریزش گردابه در لبه‌های انتهایی پره‌ی پروانه

¹ Monopole

² Dipole

³ Quadruple

⁴ Tonal Noise

* نویسنده پاسخگو: mntzrn@aut.ac.ir

یک الگوی دو-بعدي فن با جریان متقاطع، با استفاده از معادلات اِف‌دبلیو-اِچ پرداختند. این محققین در مطالعات خود به اثرات انحنای پره‌های پروانه به تراز صدای فن توجه داشتند.

هم‌چنین معادلات اِف‌دبلیو - اِچ توسط مالوم و همکاران برای پیش‌بینی صدای تولیدشده توسط یک فن محوری در سامانه تهویه مطبوع به‌کار برده شد [۱۵].

لیو و همکاران از شبیه‌سازی عددی برای محاسبه‌ی صدای فن گریز از مرکز استفاده کردند. آن‌ها مشاهده نمودند که افزایش فاصله‌ی بین روتور و زبانه‌ی خروجی و هم‌چنین کج‌شدن زبانه‌ی خروجی منجر به کاهش صدا می‌شود [۱۶]. یونسی و همکاران [۱۷] با استفاده از الگوریتم مورد استفاده در کار لیو و همکاران [۱۶] به محاسبه و شبیه‌سازی میدان صوتی فن لانه‌سنجایی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که نواحی میانه‌ی حلزونی بیش‌ترین تأثیر در نوسانات فشار و تولید نوفه را دارد. هم‌چنین آن‌ها نشان دادند که عامل اصلی دای فن، تعامل بین روتور و حلزونی بوده که نواحی عمده‌ی آن نیز در نزدیکی زبانه‌ی خروجی است. بالستروس و همکاران به بررسی عددی و تجربی نوسانات فشار درون حلزونی یک فن گریز از مرکز با تیغه‌های رو به عقب پرداختند [۱۸]. آن‌ها با قراردادن میکروفن‌هایی در نقاط مختلف حلزونی، نوسانات فشار را در آن نقاط اندازه‌گیری کردند. لازم به ذکر است که این‌گونه نوسانات، عامل اصلی تولید صدا در فن‌های گریز از مرکز است. آن‌ها هم‌چنین با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت، میدان گذرای جریان را حل نمودند و در نهایت به مقایسه نوسانات فشار حاصل از الگوی عددی و آزمایش‌های تجربی پرداختند. نتایج آن‌ها نشان‌دهنده‌ی شدیدترین نوسانات در نزدیکی زبانه‌ی فن بود. در تحقیقی دیگر، بالستروس و همکاران به بررسی نوسانات فشار درون حلزونی فن گریز از مرکز با پره‌های رو به عقب و صدای ایجادشده از آن در دوردست پرداختند [۱۹]. هر دو مرحله‌ی اندازه‌گیری نوسانات جریان و صدای تولیدشده، به‌صورت عددی و تجربی انجام شد و در نهایت نتایج مقایسه شدند. در هر دو حالت عددی و تجربی، شکل دوقطبی میدان صوتی در اطراف فن کاملاً دیده شد که نشان‌دهنده‌ی غالب‌بودن عامل نوسانات فشار بر روی

است [۴، ۱]. عامل اصلی تولید نوفه در توربوماشین‌ها، نیروهای اعمالی بر روی پره‌ها، بدنه و دهانه است که می‌تواند کاتوره‌ای (زندوم) و یا دوره‌ای باشد. بنابراین، میدان صوتی ایجادشده بدین‌گونه نیز می‌تواند مؤلفه‌های گسسته‌ی مشخص در طیف بسامدی داشته باشد و یا به‌صورت پهن‌بند باشد [۵، ۱].

نخستین تحقیقات در مورد صدای فن‌ها بیش‌تر روی کرد بررسی ابعاد هندسی و مشخصه‌های عملکردی فن بر میزان صدای تولیدی را داشته است. خلاصه‌ای از این تحقیقات توسط نیس [۶]، مورینوشی [۷] و نیس [۸] ارائه شده است. جمع‌بندی این روش‌ها در کاهش صدای فن عبارت است از:

- (۱) افزایش فاصله‌ی بین روتور و زبانه‌ی خروجی برای کاهش قدرت نوسانات فشار روی زبانه،
- (۲) افزایش شعاع انحنای زبانه،
- (۳) استفاده از شبکه‌های سیمی روی سطح خارجی روتور،
- (۴) به‌کارگیری منابع فعال صوتی در زبانه‌ی فن برای کاهش صدای پره،
- (۵) انتخاب تعداد مناسب پره برای حداقل کردن بازده تشعشع امواج صوتی فن.

با پیشرفت قدرت محاسبه‌ی رایانه‌ها در سال‌های اخیر، امکان حل جریان غیردائم سیال در توربوماشین‌ها [۹] و متعاقباً حل عددی میدان صوتی آن‌ها نیز فراهم آمده است [۴، ۱۰]. محاسبه نوسانات فشار به‌صورت تابعی از زمان و سپس محاسبه‌ی صدای ایجادشده از آن، شیوه‌ی چنین محاسباتی است. در میان محققین، استفاده از معادلات فاکس ویلیامز و هاوکنگز (اِف‌دبلیو-اِچ)^۱ به‌عنوان روشی مرسوم در تحلیل عددی میدان صوتی توربوماشین‌های سرعت‌پایین شناخته شده است [۱۱].

جون و همکاران فشارهای صوتی حاصل از فن گریز از مرکز یک جاروبرقی را به‌وسیله‌ی معادلات فاکس ویلیامز و هاوکنگز (اِف‌دبلیو-اِچ) به‌دست آوردند. آن‌ها در تحقیق خود اثر چند کمیت طراحی بر روی صدای فن گریز را بررسی کردند [۱۲]. چو و مون [۱۳] و مون و همکاران [۱۴] به بررسی جریان سیال و امواج صوتی ساطع‌شده از

^۱ FW-H; Ffowes Williams and Hawkins

جدول ۱ کمیت‌های هندسی فن قفس‌سنجایی تحت بررسی.

مقدار	کمیت
۲۸۵ (میلی‌متر)	قطر ورودی روتور: D_1
۳۵۰ (میلی‌متر)	قطر خروجی روتور: D_2
۱۶۵ (میلی‌متر)	پهنای پروانه: b
۴۳	تعداد پره‌ها: Z
۹۰ درجه	زاویه‌ی ورودی پره: β_1
۱۵۵ درجه	زاویه‌ی خروجی پره: β_2
۷۴۰ (rpm)	سرعت چرخش: N
۳۰°	زاویه‌ی شروع حلزونی: θ_s
۵°	زاویه‌ی گسترش حلزونی: α_s
۲۱۰ (میلی‌متر)	شعاع شروع زبانه‌ی خروجی: r_s
۲۰۰ (میلی‌متر)	پهنای حلزونی: B
۱۵ (میلی‌متر)	شعاع انحنا‌ی زبانه‌ی خروجی: r_v

نیم‌رخ (پروفیل) حلزونی براساس رابطه‌ی ۱ طراحی شده که فرمول معروفی برای فن‌های قفس‌سنجایی است [۳]:

$$r = r_s \exp(\theta \times \tan(\alpha_s)) \quad (1)$$

معادلات حاکم برای جریان سیال مغشوش فن عبارتند از معادله‌ی پیوستگی و معادله‌ی ناویه-استوکس در فرم متوسط‌گیری‌شده‌ی رینولدز که به ترتیب به صورت زیر می‌باشند:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \rho \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-P \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho u'_i u'_j \right] \quad (3)$$

که u_i و u_j مقادیر متوسط سرعت و u'_i و u'_j مقادیر نوسانی سرعت هستند. براساس تجربیات و مطالعات پیشین نویسندگان مقاله [۳]، روش کا-اِپسِلِن استاندارد برای الگوسازی آشفتگی (توربولانس) استفاده می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon + \gamma_{k,44} \quad (4)$$

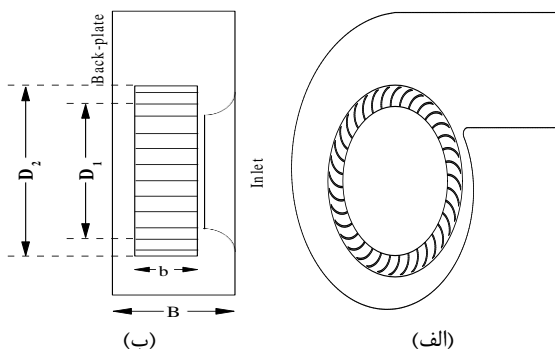
$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon + \gamma_{k,44}$$

صفحات در تولید صدای فن است. ولارده‌سوارز و همکاران به بررسی عددی نوسانات فشار بر روی بدنه‌ی یک فن قفس‌سنجایی با دو دهانه‌ی ورودی و نسبت قطر به پهنای روتور کوچک‌تر از یک پرداختند [۵]. نتایج به‌دست‌آمده نشان می‌داد که صدای ایجادشده در بسامد عبور پره، متناظر با قلّه نوسانات فشار روی بدنه در بسامد عبور پره است.

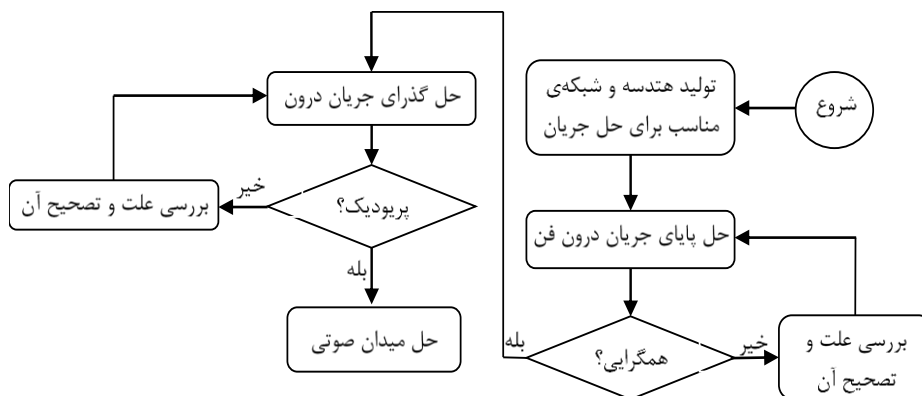
همان‌گونه‌که مشاهده گردید، مطالعاتی بر روی میدان صوتی روتورهای با دو ورودی و نسبت قطر به طول کوچک‌تر از یک پیش‌تر صورت گرفته است. هدف از تحقیق حاضر بررسی عددی میدان جریان و صوتی فن قفس‌سنجایی با یک دهانه‌ی ورودی و نسبت قطر به طول بزرگ‌تر از یک است. با توجه به کاربرد گسترده‌ی چنین روتورهایی در صنایع گوناگون، مطالعه جریان و صدای آن‌ها ضروری به نظر می‌رسد. بدین‌منظور ابتدا جریان سیال در فن حل شده و سپس نوسانات جریان روی حلزونی بررسی و با مطالعه‌ی طیف بسامدی این فشار، اثرات جریان خروجی از روتور بر میزان فشار بدنه و هم‌چنین نواحی فعال حلزونی (بدنه) در تولید صدا مشخص می‌گردد. در نهایت با حل معادلات اِف‌دَبلیو-اِچ، میدان صوتی دور دست فن حاصل خواهد شد.

۲. مشخصات فن تحت بررسی و روش حل عددی

نمایی از فن قفس‌سنجایی مورد بررسی در شکل ۱ و ابعاد فن نیز در جدول ۱ ارائه شده‌اند.



شکل ۱ طرح‌واره‌ی از فن قفس‌سنجایی مورد استفاده در تحقیق، (الف) نمای مقابل، (ب) نمای پشتی.

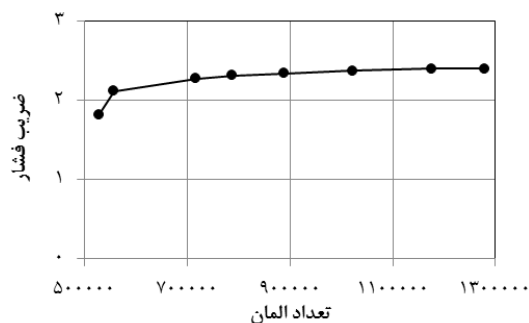


شکل ۲ الگوریتم حل عددی جریان فن تا محاسبه‌ی میدان صوتی.

جریان و صدای فن براساس روابط یادشده در شکل ۲ نشان داده شده است.

هندسه‌ی محاسباتی و شرایط مرزی اعمال شده برای حل عددی مطابق با منبع [۳] است. برای دستیابی به جواب‌های مستقل از ابعاد و تعداد شبکه، متوسط ضریب فشار کل در مجرا (کانال) خروجی فن به ازای شبکه‌هایی با تعداد عناصر مختلف بررسی شده است. همانطور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، تعداد عناصر بیش‌تر از ۱۱۰۰۰۰ عدد، تضمین‌کننده‌ی استقلال پاسخ از تعداد عنصر است.

بعد از اطمینان از ابعاد شبکه‌ی محاسباتی، جریان سیال به صورت پایا حل شده و این جواب به عنوان حدس اولیه برای حل جریان گذرا به کار برده می‌شود. بدین طریق می‌توان از تکرارهای اضافی در حل گذرا رهایی یافت. برای کنترل استقلال جواب از تعداد تکرار حل، دبی حجمی عبوری از مجرا (کانال) خروجی فن مد نظر قرار گرفته است (شکل ۴).



شکل ۳ تأثیر تعداد عناصر شبکه بر متوسط ضریب فشار در مجرا (کانال) خروجی.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

$$+ 1.44 \frac{\varepsilon}{k} G_k - 1.92 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + 1.92 \mu_t = 0.09 \rho \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (6)$$

جزئیات حل عددی مطابق با منبع [۳] است. بعد از حل عددی جریان، برای محاسبه‌ی فشار صوتی در نقطه‌ی مورد نظر از فرمول ارائه شده توسط فراست استفاده می‌شود [۲۰]:

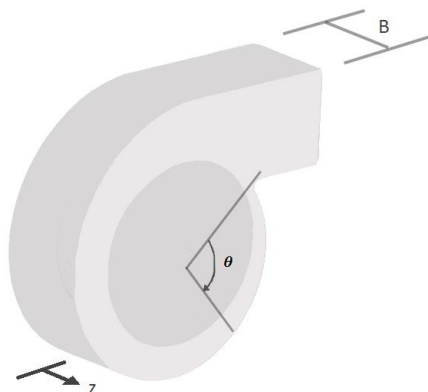
$$p'(x, t) = p'_T(x, t) + p'_L(x, t) \quad (7)$$

$$p'_T(x, t) = \frac{1}{4\pi r} \int_S \frac{\rho \cdot (v_n - v_n)}{r |\lambda - M_r|} dS + \frac{1}{4\pi r} \int_S \frac{\rho \cdot v_n (rM_r + cM_r - cM_r)}{r^2 |\lambda - M_r|^2} dS \quad (8)$$

$$p'_L(x, t) = \frac{1}{4\pi c} \int_S \frac{\dot{I}_r}{r |\lambda - M_r|} dS + \frac{1}{4\pi} \int_S \frac{I_r - I_M}{r |\lambda - M_r|^2} dS + \frac{1}{4\pi c} \int_S \frac{I_r (rM_r + cM_r - cM_r)}{r^2 |\lambda - M_r|^2} dS \quad (9)$$

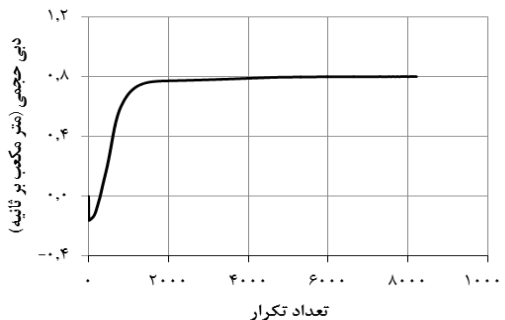
که $p'(x, t)$ فشار صوتی در نقطه‌ی مورد نظر می‌باشد. در این رابطه نقاط بر روی متغیرها نشان‌دهنده‌ی مشتق زمانی آن متغیر می‌باشند. هم‌چنین، V نسبت سرعت صفحه‌ی متحرک به سرعت صوتی، و اندیس‌های M و r و نیز به ترتیب بیان‌کننده‌ی ضرب داخلی با: بردار یکه نرمال بر سطح، بردار یکه تابش تا گیرنده و بردار سرعت صفحه تقسیم بر سرعت صوتی است. الگوریتم حل عددی

جت و دنباله‌ی خروجی از آن با دیواره حلزونی و مخصوصاً زبانه‌ی خروجی فن، فشاری نوسانی حول یک مقدار مشخص روی نقاط مختلف حلزونی ایجاد می‌گردد. برای بررسی کلی نوسانات فشار ایجادشده روی حلزونی، چگونگی تغییر آن‌ها در مکان‌های مختلف و ارتباط آن‌ها با میدان صوتی فن، ابتدا نقاط خاصی از حلزونی مورد ارزیابی قرار می‌گیرند. مکان هندسی این نقاط مطابق شکل ۵ با زاویه نسبت به زبانه و مکان عرضی نسبت به صفحه‌ی پشتی فن بیان می‌شود.



شکل ۵ زاویه و مکان هندسی نقاط مورد نظر بر روی حلزونی.

شکل ۶ نوسانات فشار در صفحه‌ی میانی فن ($z/B=0.5$) و در سه موقعیت زاویه‌ای متفاوت را نشان می‌دهد. نکته‌ای که از مجموعه‌ی این نمودارها برمی‌آید، تأثیر عبور پره‌ها (جریان جت و دنباله‌ی خروجی از روتور و اثر آن بر نوسان فشار روی بدنه) بر نوسانات فشار در همه‌ی زوایای بررسی شده نسبت به زبانه است. با مقایسه‌ی سه نمودار مشخص می‌شود که با افزایش زاویه نسبت به زبانه، دامنه‌ی نوسانات فشاری به شدت کاهش می‌یابد که دلیل آن، زیادشدن فاصله‌ی پره‌های روتور از حلزونی، کم‌شدن شدت جت و دنباله‌ی خروجی از روتور تا رسیدن به حلزونی و متعاقباً کم‌شدن اثر متقابل آن بر فشار روی حلزونی است. برای درک بهتری از این پدیده، لازم است طیف بسامدی فشار نوسانی روی حلزونی در نقاط مطرح در شکل ۶ نیز بررسی شوند.



شکل ۴ مقدار دبی خروجی از فن طی تکرارهای حل جریان پایا.

به منظور اعتبارسنجی نتایج عددی، هندسه‌ای مطابق فن مورد استفاده توسط نیکخو و همکاران [۲۱] انتخاب گردید و شبیه‌سازی برای آن انجام شد. نتایج حاصل در جدول ۲ ارائه شده که گواهی بر دقت شبیه‌سازی صورت گرفته است.

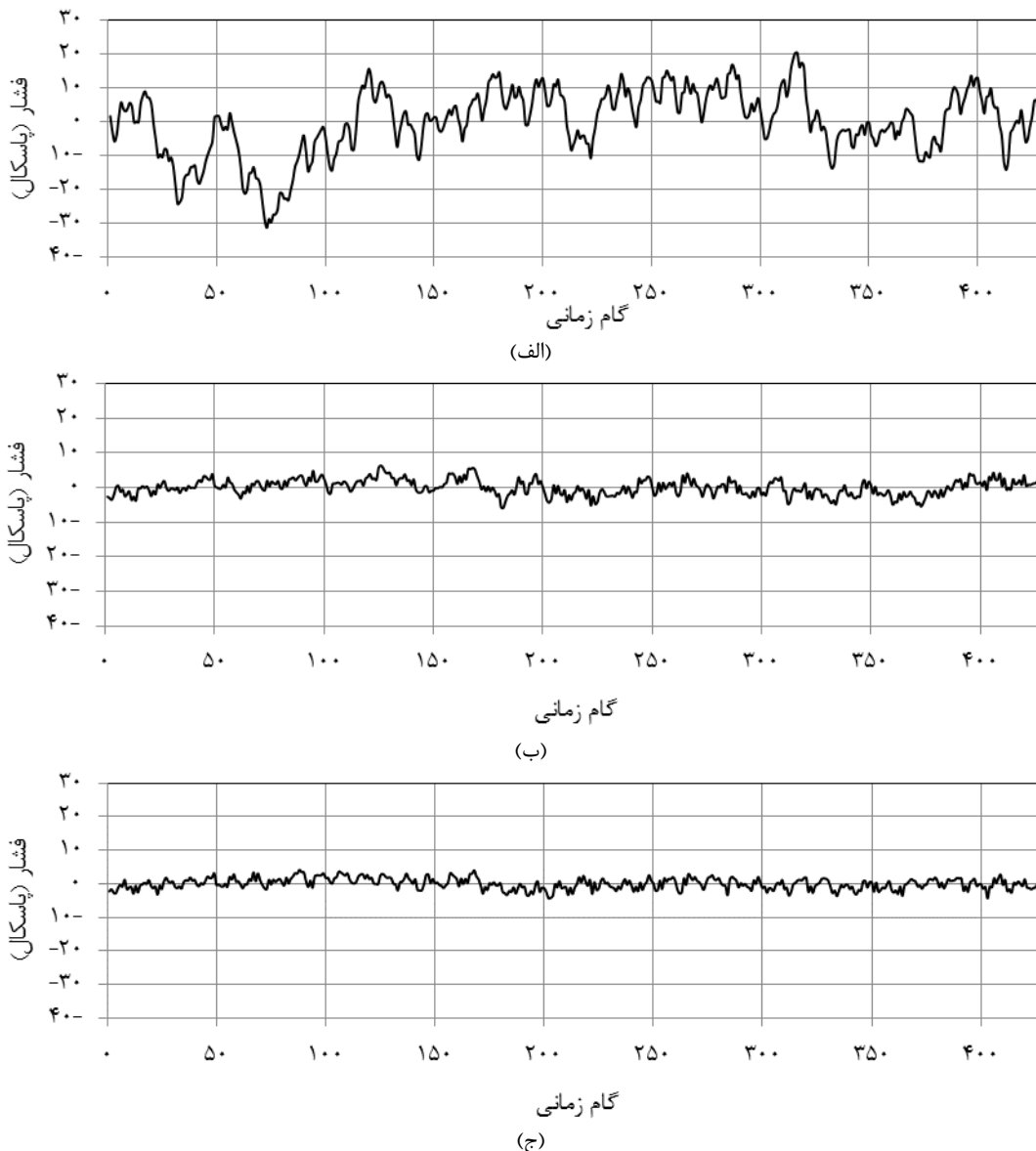
جدول ۲ مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج نیکخو و همکاران [۲۱].

ضریب جریان	ضریب فشار	
	نیکخو و همکاران [۲۱]	مقاله حاضر
۰٫۱۹	۱٫۷۵۱	۱٫۷۶۹
۰٫۳۲	۲٫۲۸۱	۲٫۲۹۷
۰٫۴۱	۲٫۲۶۰	۲٫۲۷۱
۰٫۵۹	۲٫۲۱۵	۲٫۱۸۵

همان‌طور که گفته شد، حل پایا به‌عنوان حدس اولیه‌ی حل گذرا به‌کار می‌رود. جواب نهایی حل گذرا هنگامی است که مقادیر کمیت‌ها به یک حالت دوره‌ای برسند و در واقع مستقل از دور باشد. به عبارت دیگر بعد از حصول جواب دوره‌ای، مولفه‌های مختلف در دوره‌های مختلف برهم منطبق باشند. به‌طور کلی در اکثر حالات شبیه‌سازی، بعد از گذشت ۱۵ دور چرخش روتور، مقادیر میدان با خطای بسیار کمی بر یکدیگر منطبق خواهند شد.

۳. ارائه و تحلیل نتایج

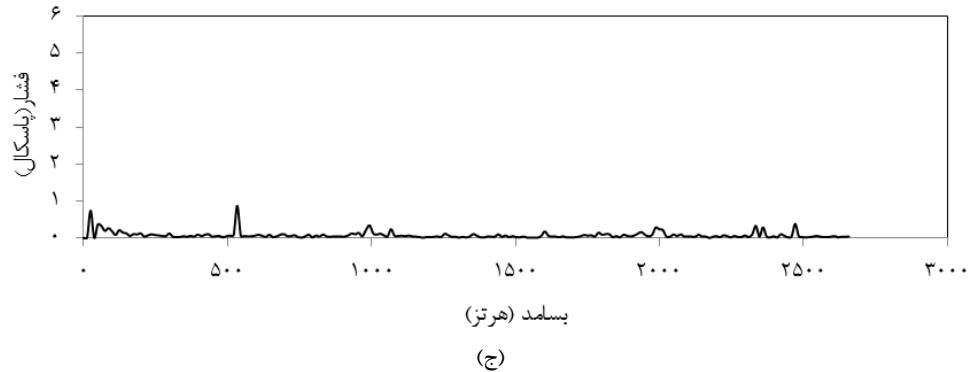
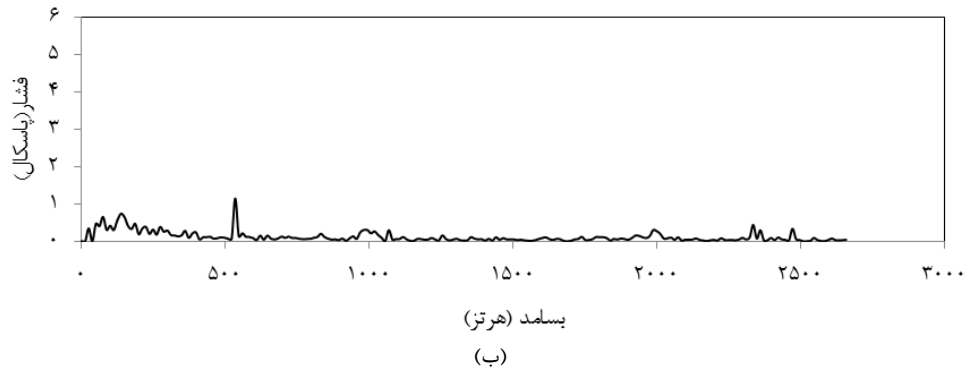
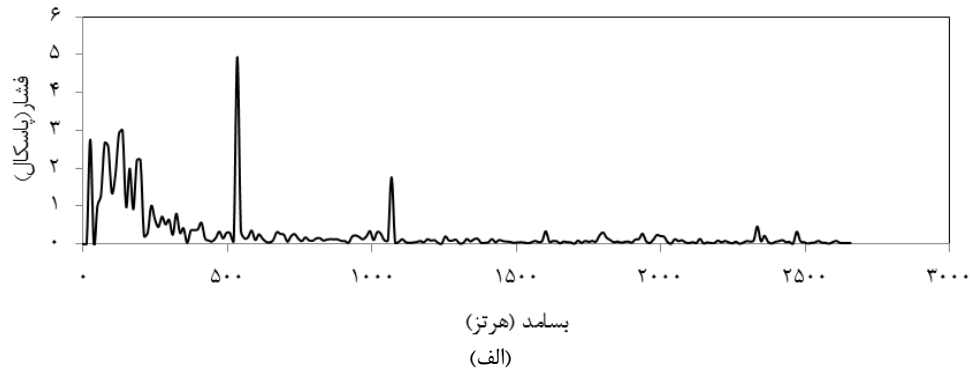
بعد از حل گذرای جریان و محاسبه‌ی مقادیر کمیت‌های جریان به‌صورت تابعی از زمان، در ابتدا نوسانات فشار ایجادشده روی حلزونی و ارتباط این نوسانات با ساختار جریان مطالعه می‌شود. با چرخش روتور و برخورد جریان



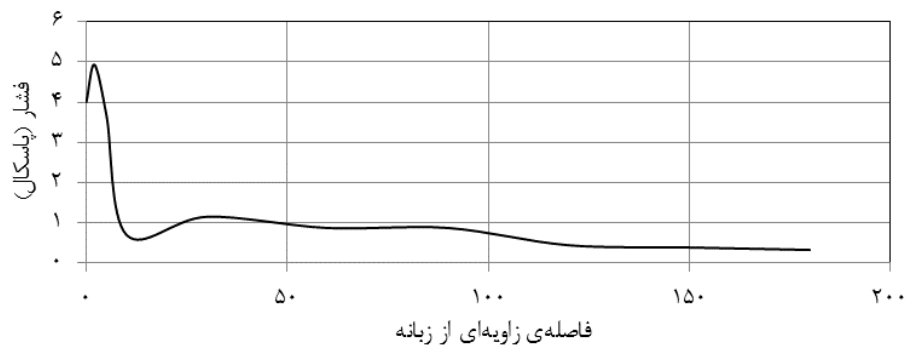
شکل ۶ نوسانات فشار در $z/B = 0.5$ (الف) $\theta = 2^\circ$ ، (ب) $\theta = 30^\circ$ ، (ج) $\theta = 90^\circ$.

شکل ۸ دامنه‌ی نوسانات فشار در بسامد عبور پره را برای تمامی نقاط با $z/B = 0.5$ و زاویه‌ی بین ۰ تا ۱۸۰ درجه ارائه می‌دهد. نتایج ترسیم‌شده در نمودار نشان می‌دهند که عمده‌ی نوسانات فشار در بسامد عبور پره، محدود به ناحیه‌ی ۵ درجه‌ای مجاور زبانه‌ی خروجی فن بوده و پس از آن افت شدیدی در مقادیر دامنه رخ می‌دهد. به همین دلیل است که منبع اصلی صدای ناشی از جریان سیال در فن‌های گریز از مرکز را زبانه‌ی خروجی فن (برخورد جریان در حال خروج از فن با زبانه‌ی خروجی حلزونی) می‌دانند.

شکل ۷ طیف بسامدی نوسانات فشار در نقاط مطرح در شکل ۶ را ارائه می‌دهد. در این شکل‌ها قله‌هایی در بسامد عبور پره (۵۳۳ هرتز) و هماهنگ (هارمونیک) اول آن (۱۰۶۶ هرتز) کاملاً مشخص می‌باشد که با افزایش زاویه و کم شدن شدت (دامنه) نوسانات، مقدار این قله‌ها نیز رو به کاهش می‌گذارد. در نواحی نزدیک‌تر به زبانه و در بسامدهای کم‌تر از بسامد عبور پره نیز قله‌هایی دیده می‌شوند که در اثر پدیده‌های بسامد پایینی همچون جریان برگشتی فن بروز می‌کنند. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، با افزایش زاویه نسبت به زبانه، اثر این جریان‌ات برگشتی نیز کاهش می‌یابد.



شکل ۷ طیف بسامدی نوسانات فشار در $z/B = 0.5$, (الف) $\theta = 2^\circ$, (ب) $\theta = 30^\circ$, (ج) $\theta = 90^\circ$.



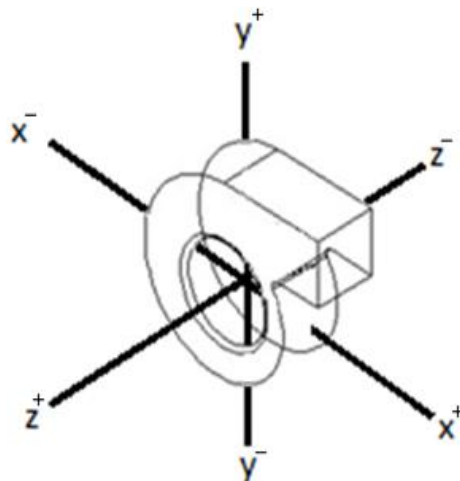
شکل ۸ توزیع دامنه‌ی نوسانات فشار در بسامد عبور پره در امتداد حلزونی و در صفحه میانی فن.

مرحله ارائه می‌شوند، براساس دستگاه مختصات معرفی شده در شکل ۹ خواهند بود.

پس از بررسی نوسانات فشار روی حلزونی و مشخص شدن نواحی فعال در تولید صدای فن، میدان صوتی حاصل از نوسانات فشار مطالعه می‌گردد. نمودارهایی که در این

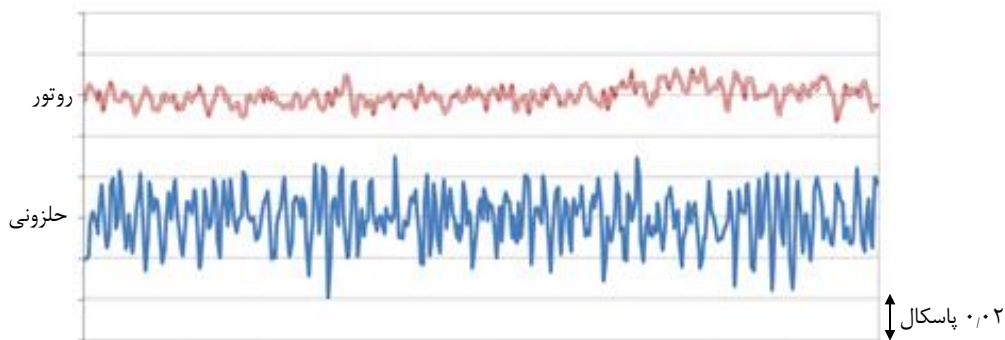
شکل ۱۱ طیف بسامدی فشار صوتی فن در نقطه‌ای به فاصله‌ی سه متر از فن را نشان می‌دهد. براساس نتایج ارائه‌شده در شکل، قله‌های شاخصی در بسامد عبور پره (کمی بیش از ۵۰۰) و دو هماهنگ (هارمونیک) بعدی آن (کمی بیش از ۱۰۰۰ و ۱۵۰۰) مشاهده می‌شود. این قله‌ها نشان‌دهنده‌ی سهم عمده‌ی جریان جت و دنباله‌ی خروجی از روتور و فشار نوسانی حاصل از آن بر روی بدنه‌ی فن است. صداهای پهن‌بند غیرشاخص نیز حاصل از پدیده‌های مختلف جریان سیال همچون جدایش جریان از دهانه‌ی ورودی، اغتشاش، چرخش جریان درون فن و غیره است. به‌علاوه مشاهده می‌شود پدیده‌های با بسامد بیش از ۲۰۰۰ هرتز، سهمی در تولید صدای فن نداشته و قابل چشم‌پوشی‌اند.

اثر نوسانات فشار روی بدنه‌ی فن در نواحی دور و نزدیک به زبانه‌ی خروجی بر میزان تراز صوتی فن در شکل ۱۲ به تصویر کشیده شده است. از داده‌های شکل مذکور دو پدیده برداشت می‌شود. پدیده‌ی نخست آن‌که، همان‌گونه‌که به‌واسطه‌ی سهم عمده نوسانات فشار روی سطوح جامد انتظار می‌رفت، میدان صوتی فن گریز از مرکز به‌صورت دوقطبی بروز داده است. دوم آنکه نواحی دور از زبانه‌ی خروجی حتی تا ۱۰ دسی‌بل سهم کم‌تری در تولید صدای فن دارند، که این مسئله به‌واسطه‌ی کوچک‌بودن نوسانات فشاری در آن مناطق در مقایسه با نواحی مجاور زبانه است.

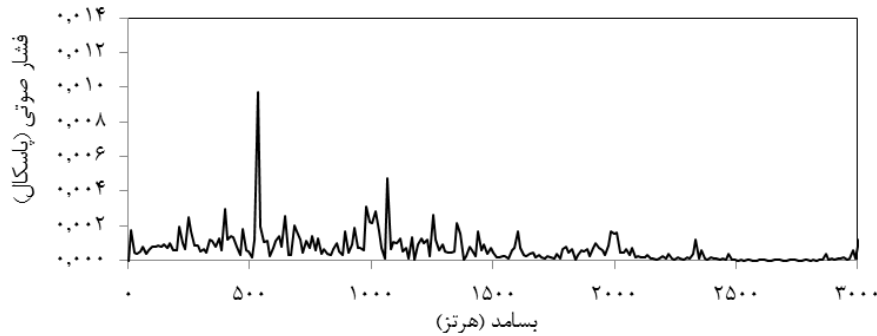


شکل ۹ دستگاه مختصات مورد استفاده در ارائه‌ی نتایج میدان صوتی.

همان‌گونه که پیش‌تر بیان شد، منبع اصلی تولید صدا در توربوماشین‌های گریز از مرکز، نیروهای وارد بر سطوح جامد هستند. این سطوح جامد عبارت‌اند از روتور (سطح جامد متحرک) و حلزونی (سطح جامد ثابت). به منظور مقایسه‌ی اثر هریک از این دو سطح و نیروهای آیرودینامیکی وارد بر آن‌ها در صدای کلی فن، شکل ۱۰ ارائه شده است. در ترسیم نتایج این شکل، مقدار فشار صوتی در نقطه‌ای در فاصله‌ی سه متری از مرکز فن، به ازای فشار وارد بر روتور و فشار وارد بر حلزونی به‌طور مجزا محاسبه شده است. همان‌گونه‌که مشاهده می‌شود، سهم نیروهای وارد بر روتور در مقابل نیروهای وارد بر حلزونی ناچیز است. بنابراین می‌توان استدلال نمود، منبع اصلی صدا، حلزونی بوده که پیش‌تر مشخص گردید، از تمامی حلزونی، عمده نوسانات فشاری در بخش مجاور زبانه‌ی خروجی رخ داده و این ناحیه، منبع اصلی صدای فن است.



شکل ۱۰ مقایسه‌ی سهم روتور و حلزونی در فشار صوتی (صفحه‌ی x-z، شعاع سه متری مرکز فن، زاویه‌ی ۳۰ درجه نسبت به محور x).

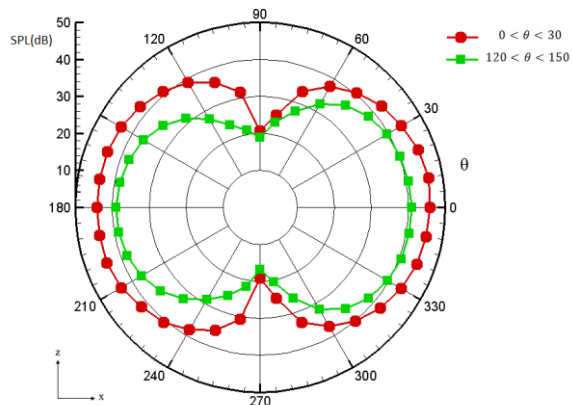


شکل ۱۱ طیف بسامدی فشار صوتی در صفحه‌ی x-z، شعاع سه متری مرکز فن و زاویه‌ی ۳۰ درجه نسبت به محور x.

- در طیف بسامدی صدای فن نیز سهم عمده‌ی پدیده‌های با بسامد عبور پره (جریان جت و دنباله‌ی خروجی از روتور که با بسامد عبور پره رخ می‌دهد) در تولید صدا مشاهده می‌گردد.
- میدان صوتی حاصل از نواحی مجاور زبانه، شدیدتر از میدان صوتی نواحی دور از زبانه است. این پدیده نیز تأییدکننده‌ی سهم حداکثری و عمده‌ی زبانه‌ی خروجی فن در تولید صدای آن است.

۵. فهرست منابع

- [1] M.H. Hessami Azizi, N. Montazerin, A. Damangir, "A combined noise-laser doppler velocimetry study of the squirrel-cage fan," Iranian Journal of Mechanical Engineering, vol. 6, no. 1, pp. 5-17, 2005.
- [2] D.A. Russell, J.P. Titlow, Y.-J. Bemmen, "Acoustic monopoles, dipoles, and quadrupoles: An experiment revisited," American Journal of Physics, vol. 67, no. 8, pp. 660-66, 1999.
- [3] N. Montazerin, G. Akbari, M. Mahmoodi, "Developments in Turbomachinery Flow, Forward Curved Centrifugal Fans," Woodhead Publishing, 2015.
- [4] T. Suzuki, P.R. Spalart, M.L. Shur, M.K. Strelets, A.K. Travin "Unsteady Simulations of a Fan/Outlet-Guide-Vane System: Tone-Noise Computation," AIAA Journal, vol. 56, no. 9, 2018.
- [5] S. Velarde-Suárez, R. Ballesteros-Tajadura, J.G. Pérez, B. Pereiras-García, "Relationship between volute pressure fluctuation pattern and tonal noise generation in a squirrel-cage fan," Applied Acoustics, vol. 70, no. 11-12, pp. 1384-1392, 2009.
- [6] W. Neise, "Review of noise reduction methods for centrifugal fan," ASME Journal of Engineering for Industry, vol. 104, pp. 151-161, 1982.



شکل ۱۲ مقایسه‌ی تراز صوتی ایجادشده در فاصله‌ی ۳ متری از مرکز فن و در صفحه‌ی x-z به واسطه‌ی نوسانات فشار روی دو ناحیه‌ی نزدیک و دور از زبانه‌ی خروجی فن.

۴. جمع‌بندی

در این پژوهش، مطالعه‌ی عددی بر روی جریان سیال و میدان صوتی فن قفس‌سنجایی صورت گرفت که نتایج حاصل از آن را می‌توان به‌صورت زیر خلاصه نمود:
- به‌واسطه‌ی جریان جت و دنباله‌ی خروجی از روتور و برخورد آن با بدنه‌ی فن، الگوی فشار نوسانی روی نواحی مختلف حلزونی ایجاد می‌گردد.
- با دور شدن از نواحی مجاور زبانه‌ی خروجی فن، الگوی فشار نوسانی ضعیف‌تر می‌شود.
- توزیع دامنه‌ی فشار در بسامد عبور پره در امتداد حلزونی نشان‌دهنده‌ی آن است که ناحیه‌ی حلزونی از زبانه تا فاصله‌ی ۵ درجه‌ای از آن، بیش‌ترین نوسان فشار حاصل از جریان جت و دنباله را تحمل می‌کند.
- در ایجاد میدان دای فن، سهم نوسانات فشار روی روتور در مقابل نوسانات فشار روی بدنه‌ی فن، ناچیز است.

- [19] R.B. Ballesteros, V.S. Suarez, J.P. Cruz, "Noise prediction of a centrifugal fan: Numerical results and experimental validation," *ASME Journal of Fluids Engineering*, vol. 130, pp. 1-12, 2006.
- [20] K.S. Brentner, F. Farassat, "Modeling aerodynamically generated sound of helicopter rotors," *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 39, pp. 83-120, 2003.
- [21] M. Nikkhoo, N. Montazerin, A. Damangir, R.S. Samian, "An experimental study of leaning blades on the half-cone rotor of a squirrel cage fan," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 223, no. 8, pp. 973-980, 2009.
- [7] K. Morinushi, "The influence of geometric parameters on F. C. centrifugal fan noise," *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, vol. 109, pp. 227-234, 1987.
- [8] W. Neise, "Review of fan noise generation mechanisms and control methods," in *Proceedings of the SFA Symposium on Fan Noise*, 1992.
- [9] B. Jiang, H. Liu, B. Li, J. Wang, "Effects of cut volute profile on squirrel cage fan performance and flow field," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 10, no. 3, pp. 1-14, 2018.
- [10] B.G. Pimenta, R.F.B. Miserda, "Numerical simulation of multiple pure tone noise generated by supersonic rotor cascades," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 35, no. 3, 2018.
- [11] J.E. Ffowcs Williams, D.L. Hawkins, "Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion," *Philosophical Transactions for the Royal Society A*, vol. 264, pp. 321-342, 1969.
- [12] W. Jeon, S. Baek, C. Kim, "Analysis of the aeroacoustic characteristics of the centrifugal fan in a vacuum cleaner," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 268, pp. 1025-1035, 2003.
- [13] Y. Cho, Y.J. Moon, "Discrete noise prediction of variable pitch cross-flow fans by unsteady navier-stokes computations," *ASME Journal of Fluid Engineering*, vol. 125, pp. 543-550, 2003.
- [14] Y.J. Moon, Y. Cho, H. Nam, "Computation of unsteady viscous flow and aeroacoustic noise of cross flow fans," *Computers and Fluids*, vol. 32, pp. 995-1015, 2003.
- [15] A. Maaloum, S. Kouidri, R. Rey, "Aeroacoustic performance evaluation of axial flow fans based on the unsteady pressure field on the blade surface," *Applied Acoustics*, vol. 65, pp. 367-38. 2004.
- [16] Q. Liu, D. Qi, Y. Mao, "Numerical calculation of centrifugal fan noise," *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 220, no. 8, pp. 1167-1177, 2006.
- [17] M. Younsi, F. Bakir, S. Kouidri, R. Rey, "3D unsteady flow in a centrifugal fan: Impeller-volute interaction," *Journal of Computational and Applied Mechanics*, vol. 8, no. 2, pp. 211-223, 2007.
- [18] R. Ballesteros-Tajadura, S. Velarde-Suárez, J. P Hurtado, C. Santolaria, "Numerical calculation of pressure fluctuations in the volute of a centrifugal fan," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 128, no. 2, pp. 359-369, 2006.

Numerical study on the acoustic field of a centrifugal fan and the tonal noise sources

M. Mahmoodi, N. Montazerin*

Department of Mechanical Engineering, Amirkabir University of Technology

Abstract

The widespread use of squirrel cage fans, especially in ventilation and home and industrial environments, has led to the formation of many research efforts to improve performance and reduce the sound produced by this type of fan. In the literature, the most important factor in generating sound in this category of fans is the confrontation between the rotor exit flow and the volute of the fan. In this research, a numerical study was conducted to solve the unsteady fluid flow inside the fan, calculate the pressure fluctuations on the fan body and the intensity of this pressure field in different areas of the body, the study of the contribution of different areas of the body to the sound field fan and, and estimate the sound field pattern of fan. The results show a fluctuating pressure on the volute that is due to the collision of the jet-wake rotor exit flow with the volute. Also, the maximum contribution of the cut-off adjacent regions was observed in the formation of a dipole sound radiation pattern. Another main observation was the insignificant rotor's contribution in sound field compared to the volute.

Keywords: Centrifugal fan, Tonal noise, Flow-induced sound, Dipole sound, Numerical simulation.

pp. 19-28 (In Persian)

* Corresponding author E-mail: mntzm@aut.ac.ir